

**CHAIN-SPROCKET TRANSMISSION MEANS-IN-PISTON-CRANK  
MECHANISM**

Patent Number: ☐ US3830212  
Publication date: 1974-08-20  
inventor(s): SEINO T.; MIZUTANI M  
Applicant(s): YAMAHA MOTOR CO LTD  
Requested Patent: ☐ DE2338865  
Application Number: US19730382140 19730724  
Priority Number(s): JP19720076617 19720731  
IPC Classification: F02B75/06  
EC Classification: F02B67/06, F16H7/06  
Equivalents: CA991493, ☐ GB1434973, JP1006689C, ☐ JP49033062, JP54042074B

---

**Abstract**

---

Chain-sprocket transmission means comprising a crankshaft, at least two driven shafts, sprockets mounted, one for each, on those shafts, and a chain extended around and engaged with the sprockets for transmitting the rotation of the crankshaft to the driven shafts, at least two of the sprockets on the driving and driven sides having centers of rotation eccentric relative to their axes of rotation at predetermined eccentric angles.

---

Data supplied from the esp@cenet database - l2

(2)

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

Int. Cl.

F 16 h, 7/00

F 16 h, 7/08

DEUTSCHES PATENTAMT



(3)

Deutsche Kl.: 47 h, 7/06

47 h, 7/08

(10)

(11)

(21)

(22)

(43)

**Offenlegungsschrift 2 338 865**

Aktenzeichen: P 23 38 865.0-12

Anmeldetag: 31. Juli 1973

Offenlegungstag: 21. Februar 1974

Ausstellungspriorität: —

(31)

Unionspriorität

(32)

Datum: 31. Juli 1972

(33)

Land: Japan

(31)

Aktenzeichen: 76617-72

(54)

Bezeichnung: Zahnkettentriebwerk

(6)

Zusatz zu: —

(12)

Anschauung aus: —

(7)

Anmelder: Yamaha Hatsudoki K.K., Iwata, Shizuoka (Japan)

Vertreter gem. § 16 PatG: Grünecker, A., Dipl.-Ing.; Kinkeldey, H., Dr.-Ing.;  
 Stockmair, W., Dr.-Ing. Ae.E.; Pat.-Anwälte, 8000 München

(72)

Als Erfinder benannt: Seino, Tetsuya; Mizutani, Masashi Shizuoka (Japan)

Prüfungsantrag gemäß § 28 b PatG ist gestellt

ORIGINAL INSPECTED

9 2.74 409 808/860

11/73

11 2 338 865

31. Juli 1973  
PH 6836

2338865

Yahama Hatsudoki K.K.  
2500, Shingai, Iwata,  
Shizuoka, Japan

---

---

Zahnkettentriebwerk

---

Die Erfindung betrifft ein Zahnkettentriebwerk für den Kurbeltrieb einer Kolbenbrennkraftmaschine mit einer drehbar in einem Kurbelgehäuse gelagerten Kurbelwelle, die eine sich periodisch mit den Zyklen ändernde Winkelgeschwindigkeit aufweist, wobei jeder Zyklus einer Umdrehung der Kurbelwelle entspricht, mit einer Pleuelstange, die mit ihrem einen Ende schwenkbar an einem Kolben und mit ihrem anderen Ende drehbar an dem Kurbelzapfen der Kurbelwelle angelenkt ist, wobei das Zahnkettentriebwerk ein fest mit der Kurbelwelle verbundenes Antriebskettenrad und wenigstens zwei angetriebene Kettenräder aufweist, die jeweils drehbar in dem Kurbelgehäuse gelagert sind und jeweils einen Teilkreis mit einem Radius besitzen, der dem Radius des Antriebskettenrades entspricht, sowie eine Antriebskette, die um und entlang dem antreibenden und den angetriebenen Kettenrädern läuft.

Der Kurbeltrieb wird dazu verwendet, die hin- und hergehen-

409808/0860

- 2 -

de Bewegung des Kolbens in eine Drehbewegung der Kurbelwelle umzuwandeln oder umgekehrt. Die Geschwindigkeit der Kurbelwelle ändert sich häufig periodisch während der Arbeitszyklen, die jeweils eine vollständige Kurbelwellenumdrehung ausmachen. Diese Tendenz, die für den Kurbelbetrieb bezeichnend ist, tritt am häufigsten bei Brennkraftmaschinen mit einer geringen Kolbenzahl auf, z.B. bei Einzylinder- oder Zweizylindermaschinen. Diese Änderungen in der Rotationsgeschwindigkeit der Kurbelwelle wirken sich nicht nur in stoßweise auftretenden Zugbelastungen auf die Kette aus, die die Drehkraft von der Kurbelwelle auf die angetrichenen Wellen überträgt, sondern es treten auch Stoßbelastungen auf, die die Anlagen beanspruchen, auf welche die Leistung mittels der angetriebenen Wellen übertragen wird. Dies kann zu einer Verkürzung der Lebensdauer dieser Maschinenbauteile führen. Dies trifft insbesondere auf Anlagen zu, bei welchen Massen mit großen Trägheitsmomenten, wie z.B. Gegengewichten an den Antriebswellen befestigt sind.

Die Erfindung bezweckt daher ein Zahnkettentriebswerk zu schaffen, mit welchem die hauptsächlichsten Komponenten der Änderungen in der Rotationsgeschwindigkeit der Kurbelwelle, welche durch eine kombinierte Bewegung von Kolben und Kurbel erzeugt wird, bei der Übertragung der Kraft von der Kurbelwelle auf die angetriebenen Bauteile vollständig eliminiert werden können. Die Erfindung ist ferner darauf gerichtet, ein Zahnkettentriebswerk zu schaffen, das in der Lage ist, Änderungen in der Spannung einer Kette zu unterbinden, die zur Übertragung der Drehung einer Kurbelwelle auf angetriebene Wellen dient.

Die Erfindung besteht darin, daß die Mittelpunkte von wenigstens zwei Kettenrädern gegenüber deren Drehachsen ver-

- 2 -

409808/0860

sind und die Verschiebungen und Hasenwinkel derart gewählt sind, daß die Bedingung erfüllt wird, daß die Endgeschwindigkeit und die Anfangsgeschwindigkeit an beiden Enden des freilaufenden Kettenteiles der Antriebskette, das sich zwischen zwei angrenzenden Kettenrädern erstreckt, immer gleich groß sind und daß die Änderungen in der Winkelgeschwindigkeit von wenigstens einem angetriebenen Kettenrad im wesentlichen eliminiert sind.

Weitere Merkmale, Einzelheiten und Vorteile der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung von Ausführungsbeispielen anhand der Zeichnung. Darin zeigen:

Fig.1 eine Seitenansicht eines erfindungsgemäßen Zahnkettentriebwerkes, teilweise geschnitten;

Fig.2 eine Schnittansicht entlang der Linie II-III nach Fig.1;

Fig.3 eine Diagrammdarstellung eines erfindungsgemäßen Zahnkettentriebwerkes, wobei sich die Kurbelwelle in einer  $90^{\circ}$ -Stellung nach ihrem oberen Todpunkt befindet;

Fig.4 eine ähnliche Diagrammdarstellung, wobei sich die Kurbelwelle annähernd in ihrem unteren Todpunkt befindet;

Fig.5 eine Darstellung entsprechend der Fig.3 eines weiteren Ausführungsbeispiels gemäß der Erfindung und

Fig.6 eine Darstellung entsprechend der Fig.4 des in der Fig.5 dargestellten Ausführungsbeispiels.

- 4 -

Wie in den Fig. 1 und 2 zu erkennen ist, ist in einem Zylinder 1 einer Brennkraftmaschine mit sich hin- und herbewegenden Kolben ein Kolben 2 zur Ausführung einer solchen Hin- und Herbewegung mit einer Pleuelstange 3 schwenkbar verbunden, wie dies in Brennkraftmaschinen üblich ist. Eine drehbar in einem Kurbelgehäuse 8 gelagerte Kurbelwelle weist Wellenzapfen 5, Kurbelwangen 15 und einen Kurbelzapfen 16 auf, auf dem die Pleuelstange 3 drehbar gelagert ist. Parallel zu einem Wellenzapfen 5 der Kurbelwelle 4 sind eine erste und eine zweite mit einer Schraffur versehene Welle 6 und 7 drehbar in dem Kurbelgehäuse 8 gelagert.

Der Wellenzapfen 5, die erste Welle 6 und die zweite Welle 7 sind entsprechend mit einem Antriebskettenrad 9, einem ersten Kettenrad 10 und einem zweiten Kettenrad 11 ausgestattet. Die angetriebenen Kettenräder 10 und 11 weisen den gleichen Teilkreisradius auf wie das Antriebskettenrad 9. Die Antriebskette 12 läuft um die Kettenräder 9 und 11 herum und steht ebenfalls mit dem Zahnkranz des Kettenrades 10, das zwischen den beiden Kettenrädern 9 und 11 angeordnet ist, im Eingriff. Demzufolge dreht sich das erste angetriebene Kettenrad 10 entgegengesetzt wie das Antriebskettenrad 9, während das zweite Kettenrad 11 sich im gleichen Sinne wie das Antriebskettenrad 9 dreht.

An den Kettenrädern 10 bzw. 11 sind Gegengewichte 13 und 14 befestigt. Bei dem beschriebenen Ausführungsbeispiel weist das Gegengewicht 13 eine kleinere Masse als das Gegengewicht 14 auf.

Es wird nun angenommen, daß bei einer Kolbenbrennkraftmaschine der vorbeschriebenen Konstruktion die Winkelgeschwindig-

- 4 -

4099008/0860

- 5 -

keit  $\omega_0$  der Kurbelwelle 4, durch folgende Gleichung gegeben ist:

$$\omega_0 = \Omega + \Delta\omega_0 \sin \Theta \quad (1)$$

wobei  $\Omega$  = mittlere Winkelgeschwindigkeit

$\Delta\omega_0$  = Amplitude der Hauptkomponenten der Winkelgeschwindigkeitsänderungen

$\Theta$  = der Kurbelwinkel, welcher an einem Punkt in der Nähe  $90^\circ$  nach dem oberen Todpunkt der Kurbelwelle gemessen ist, oder an einem Punkt, bei dem die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_0$  der Kurbelwelle einen solchen Wert angenommen hat, der dem mittleren Wert der Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle entspricht.

Die Teilkreismitten  $P_0$ ,  $P_1$  und  $P_2$  der Kettenräder 9, 10 bzw. 11 sind gegenüber den Drehpunkten  $O_0$ ,  $O_1$  und  $O_2$  um die Exzentrizitäten  $\xi_0$ ,  $\xi_1$  und  $\xi_2$  versetzt. Die Phasenwinkel  $\phi_0$ ,  $\phi_1$  und  $\phi_2$  der Exzentrizitäten liegen in der Drehrichtung der entsprechenden Kettenräder und werden von den Winkelhalbierenden  $l_0$ ,  $l_1$  und  $l_2$  der Winkel  $(2\beta_0, 2\beta_1, 2\beta_2)$  aus gemessen, die die Umfangsteile der Kettenräder 9, 10 und 11 angeben, die nicht mit der Antriebskette 12 in Eingriff stehen, unter der Bedingung, daß  $\Theta$  gleich 0 ist, oder daß die Kurbelwellenlage annähernd  $90^\circ$  nach dem oberen Todpunkt beträgt. Diese Beziehungen sind in dem in der Fig.3 dargestellten Diagramm angegeben. Die lange und die beiden kurzen gestrichelten Linien in der Figur deuten die mittlere Lage der Kettenräder und des Antriebskettenrades an, und auf der Grundlage dieser Stellungen sind die Winkelhalbierenden  $l_0$ ,  $l_1$  und  $l_2$  eingezeichnet. Es sei ferner darauf hingewiesen,

- 6 -

daß die in der Fig. 3 dargestellte Anordnung etwas übertrieben dargestellt ist; in Wirklichkeit sind die Exzentrizitäten  $\epsilon_0$ ,  $\epsilon_1$  und  $\epsilon_2$  nicht so groß.

In diesem Fall errechnen sich die Winkelgeschwindigkeiten  $\omega_1$  und  $\omega_2$  (es werden nur die Hauptkomponenten der Änderungen betrachtet) des ersten und des zweiten angetriebenen Kettenrades 10 und 11 folgendermaßen:

$$\left. \begin{aligned} \omega_1 &= \Omega + \Delta\omega_{C1} \cos \Theta + \Delta\omega_{S1} \sin \Theta \\ \omega_2 &= \Omega + \Delta\omega_{C2} \cos \Theta + \Delta\omega_{S2} \sin \Theta \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Die Radien der Teilkreise der Kettenräder 9, 10 und 11 sind  $R$ , die Ausgangsgeschwindigkeiten  $v_0$ ,  $v_1$ ,  $v_2$ , und die Endgeschwindigkeiten  $v_0$ ,  $v_1$  bzw.  $v_2$  der Kettenräder betragen dann:

$$\left. \begin{aligned} v_0 &= \omega_0 [R + \epsilon_0 \cos(\Theta + \delta_0 - \beta_0)] \\ v_0 &= \omega_0 [R + \epsilon_0 \cos(\Theta + \delta_0 + \beta_0)] \\ v_1 &= \omega_1 [R + \epsilon_1 \cos(\Theta + \delta_1 - \beta_1)] \\ v_1 &= \omega_1 [R + \epsilon_1 \cos(\Theta + \delta_1 + \beta_1)] \\ v_2 &= \omega_2 [R + \epsilon_2 \cos(\Theta + \delta_2 - \beta_2)] \\ v_2 &= \omega_2 [R + \epsilon_2 \cos(\Theta + \delta_2 + \beta_2)] \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Wenn man die vorausstehenden mathematischen Beziehungen umwandelt, indem man die Gleichungen (1) und (2) in die Gleichung (3) unter den Bedingungen  $R \gg \epsilon_i$ ,  $\Omega \gg \Delta\omega_{C1}$ ,  $\Omega \gg \Delta\omega_{S1}$  einsetzt, wobei  $i = 0, 1, 2$ , dann ergibt sich folgendes Ergebnis, wenn man setzt:

- 6 -

409808/0860



- 7 -

$$\Delta\omega_{C1} = \Delta\omega_{S1} = \Delta\omega_{C2} = \Delta\omega_{S2} = 0:$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_0 \cos \delta_0 &= 0 \\ \varepsilon_0 \sin \delta_0 &= r \cdot \frac{\sin(\beta_1 + \beta_2)}{\sin(\beta_0 + \beta_1 + \beta_2)} \\ \varepsilon_1 \cos \delta_1 &= -r \cdot \frac{\sin \beta_0 \sin \beta_2}{\sin(\beta_0 + \beta_1 + \beta_2)} \\ \varepsilon_1 \sin \delta_1 &= -r \cdot \frac{\sin \beta_0 \cos \beta_2}{\sin(\beta_0 + \beta_1 + \beta_2)} \\ \varepsilon_2 \cos \delta_2 &= r \cdot \frac{\sin \beta_0 \sin \beta_1}{\sin(\beta_0 + \beta_1 + \beta_2)} \\ \varepsilon_2 \sin \delta_2 &= -r \cdot \frac{\sin \beta_0 \cos \beta_1}{\sin(\beta_0 + \beta_1 + \beta_2)} \\ r &= R \cdot \frac{\Delta\omega_0}{\Omega} \end{aligned} \quad (4)$$

In den Gleichungen (4) traten nur sechs Unbekannte  $\varepsilon_0, \varepsilon_1, \varepsilon_2, \delta_0, \delta_1, \delta_2$  auf. Diese Unbekannten sind bestimmbar, weil alle anderen Werte durch die Konstruktion vorgegeben werden können. In den vorgenannten Gleichungen bedeuten  $v_0 = v_2, v_1 = v_0$  und  $v_2 = v_1$ , daß der freie Lauf der Antriebskette 12 zwischen jedem vorgegebenen Kettenradpaar weder von einer zu straffen Spannung noch von einer zu lockeren Spannung beeinflußt wird. Ferner gibt die Bedingung  $\Delta\omega_{C1} = \Delta\omega_{S1} = \Delta\omega_{C2} = \Delta\omega_{S2} = 0$  an, daß keine Änderung in der Winkelgeschwindigkeit des ersten und des zweiten Kettenrades auftritt. Es ergibt sich daraus, daß bei einem Zahnkettenantriebswerk, bei dem die Abstände und die Phasenwinkel der Exzentrizitäten der einzelnen Kettenräder auf der Grund-

- 7 -

409808/0860

- 8 -

lage von  $\xi_0, \xi_1, \xi_2, \delta_0, \delta_1, \delta_2$  vorgegeben sind, die durch die Gleichungen (4) berechnet werden, daß die Antriebskette 12 sich weder streckt noch durchhängt und daß die Hauptkomponenten der Winkelgeschwindigkeitsänderungen des ersten und des zweiten angetriebenen Kettenrades 10 bzw. 11 eliminiert werden.

Genauer ausgedrückt bedeutet das, daß, wenn einmal die relativen Abstände und Phasenwinkel der Exzentrizitäten der Kettenräder wie vorher angegeben festgesetzt sind, daraus folgt, daß ungeachtet der außermittigen Lagen der Kettenräder die Kettenendgeschwindigkeit  $v_0$  des Antriebskettenrades 9 der Kettenanfangsgeschwindigkeit  $v_1$  des ersten angetriebenen Kettenrades 10 entspricht und die Endgeschwindigkeit  $v_1$  des ersten angetriebenen Kettenrades 10 der Anfangsgeschwindigkeit  $v_2$  des zweiten angetriebenen Kettenrades 11 entspricht und daß die Endgeschwindigkeit  $v_2$  des zweiten angetriebenen Kettenrades 11 der Anfangsgeschwindigkeit  $v_0$  des Antriebskettenrades 9 entspricht. Folglich steht die Antriebskette 12 in geeigneter Weise mit den Kettenrädern in Eingriff, ohne daß sie übermäßig gespannt ist oder durchhängt. Unter diesen Bedingungen wird angenommen, daß der Rotationsradius des Antriebskettenrades 9, gemessen in dem Punkt, in welchem das freilaufende Stück 12a der Antriebskette, das um das Kettenrad 9 und das erste angetriebene Kettenrad 10 herumgegriffen bzw. sich an diesem entlang erstreckt hat, in Kontakt mit dem Teilkreis des Kettenrades 9 kommt,  $g_0$  ist, und daß der Rotationsradius des Kettenrades 10, gemessen an dem Punkt, an welchem das freilaufende Kettenstück 12a in Berührung mit dem Teilkreis des Kettenrades 10 kommt,  $G_1$  ist. Das Verhältnis  $g_0/G_1$  ist während der Zeitperiode kleiner als 1, in welcher die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_0$  der Kurbelwelle größer ist als die mittlere Winkelgeschwindigkeit  $\Omega$ , und ist im umgekehrten Falle

- 8 -

409908/0860

größer als 1, so daß es möglich wird, Änderungen in der Winkelgeschwindigkeit des ersten angetriebenen Kettenrades 10 zu eliminieren. Das gleiche betrifft das Verhältnis der Rotationsradien  $G_0/g_2$  zwischen dem Antriebskettenrad 9 und dem zweiten angetriebenen Kettenrad 11, so daß die Änderungen in der Winkelgeschwindigkeit des Kettenrades 11 ebenfalls eliminiert werden. Auf diese Weise ist die Antriebskette selbst dann keinen Stoßbelastungen ausgesetzt, wenn an dem ersten angetriebenen Kettenrad 10 und dem zweiten angetriebenen Kettenrad 11 Gegengewichte 13 und 14 angebracht sind, die große Trägheitsmomente aufweisen können.

Die Figur 4 zeigt das in der Fig. 3 dargestellte Ausführungsbeispiel in einer um  $90^\circ$  fortgeschrittenen Stellung, oder die verschiedenen Beziehungen der einzelnen Kettenräder an dem Punkt, an welchem die Kurbelwelle sich in etwa in ihrem unteren Totpunkt befindet. Wie aus dem Diagramm zu entnehmen ist, ist der Abstand zwischen den Mittelpunkten der Kettenräder 9 und 11 kleiner als in der Fig. 3, jedoch wird die Antriebskette 12 entsprechend durch das Kettenrad 10 nach innen gedrückt. Es ist schnell zu erkennen, daß die Antriebskette 12 weder zu stark gespannt ist, noch durchhängt.

Die bisher beschriebene Anordnung bezweckt, die Änderungen in der Winkelgeschwindigkeit der beiden angetriebenen Kettenräder 10 und 11 zu beseitigen. Nachfolgend soll eine Anordnung beschrieben werden, bei der die Änderungen in der Winkelgeschwindigkeit entweder des Kettenrades 10 oder des Kettenrades 11 eliminiert werden. In diesem Fall ist es lediglich notwendig, jeweils zwei von den drei Kettenrädern 9, 10 und 11 außerhalb ihrer eigenen Rotationsmittelpunkte zu verschieben.

Als Beispiel soll die Eliminierung der Winkelgeschwindigkeits-

Änderungen des angetriebenen Kettenrades 10 mit dem größeren Gegengewicht 13 betrachtet werden. Wie bereits beschrieben wurde, werden die Gleichungen (1) und (2) in die Gleichungen (3) substituiert, und es gelten die Bedingungen  $v_0 = v_2$ ,  $v_1 = v_0$ ,  $v_2 = v_1$  und  $\Delta\omega_{C1} = \Delta\omega_{S1} = 0$ . Hieraus ergibt sich nicht sofort die endgültige Lösung. Wenn jedoch einer der Parameter  $\epsilon_0$ ,  $\epsilon_1$  und  $\epsilon_2$  Null gemacht wird, z.B.  $\epsilon_0 = 0$ , dann ergibt sich die folgende grundsätzliche Lösung auf gleiche Weise wie dies bereits beschrieben wurde. Das Ergebnis ist auch in der Fig.5 dargestellt.

$$\begin{aligned}
 \epsilon_1 \cos \delta_1 &= r \sin \beta_1 & ) \\
 \epsilon_1 \sin \delta_1 &= r \cos \beta_1 & ) \\
 \epsilon_2 \cos \delta_2 &= r \frac{\sin^2 \beta_1}{\sin \beta_2} & ) \\
 \epsilon_2 \sin \delta_2 &= r \frac{\sin \beta_1 \cos \beta_1}{\sin \beta_2} & )
 \end{aligned} \quad (5)$$

Bei einem Zahnkettentriebwerk, bei welchem die Kettenräder 10 und 11 die Abstände und Phasenwinkel für die Exzentrizitäten auf der Grundlage  $\epsilon_1$ ,  $\epsilon_2$ ,  $\delta_1$ ,  $\delta_2$  aufweisen, die sich aus den Gleichungen (5) ergeben, ist die Antriebskette 12 nicht übermäßig gespannt oder locker. Darüberhinaus sind die Hauptwinkeländerungen des ersten angetriebenen Kettenrades 10 eliminiert.

Die Fig.6 zeigt die Stellung des Zahnkettentriebwerkes, in welcher sich dieses gegenüber dem in der Fig.5 dargestellten Ausführungsbeispiel um  $90^\circ$  weiterbewegt hat oder in welcher die Kettenräder sich in einer Lage befinden, in der die Kurbelwelle in ihrem unteren Totpunkt steht.

-11-

Obwohl die Erfindung in Verbindung mit Ausführungsbeispielen beschrieben wurde, bei welchen zwei angetriebene Kettenräder benutzt wurden, versteht es sich von selbst, daß die Erfindung auf diesen Anwendungsfall nicht begrenzt ist, sondern auch für Zahnkettentriebwerke anwendbar ist, die mehr als zwei Kettenräder aufweisen. Ferner ist die Erfindung nicht nur für Kolbenbrennkraftmaschinen anwendbar, sondern auch für andere Geräte mit Kolben und Kurbelwellen, wie z.B. für Kolbenkompressoren. Es ist außerdem möglich, nicht nur die Primärkomponenten, sondern auch die Sekundärkomponenten der Winkelgeschwindigkeitsänderungen der Kurbelwelle zu eliminieren, indem man den Kettenrädern elliptische Teilkreise mit bestimmten Verschiebungen und Phasenwinkeln der Exzentrizitäten gibt.

- 11 -

409808/0860

Patentansprüche

1. Zahnkettentriebwerk für den Kurbeltrieb insbesondere einer Kolbenbrennkraftmaschine mit einer drehbar in einem Kurbelgehäuse gelagerten Kurbelwelle, die eine sich periodisch mit den Zyklen ändernde Winkelgeschwindigkeit aufweist, wobei jeder Zyklus einer Umdrehung der Kurbelwelle entspricht, mit einer Pleuelstange, die mit ihrem einen Ende schwenkbar an einem Kolben und mit ihrem anderen Ende drehbar an dem Kurbelzapfen der Kurbelwelle angelenkt ist, wobei das Zahnkettentriebwerk ein fest mit der Kurbelwelle verbundenes Antriebskettenrad und wenigstens zwei angetriebene Kettenräder aufweist, die jeweils drehbar in dem Kurbelgehäuse gelagert sind und jeweils einen Teilkreis mit einem Radius besitzen, der dem Radius des Antriebskettenrades entspricht, sowie eine Antriebskette, die um und entlang dem antreibenden und der angetriebenen Kettenräder läuft, dadurch gekennzeichnet, daß die Mittelpunkte ( $P_0, P_1, P_2$ ), von wenigstens zwei Kettenrädern (9, 10, 11) gegenüber deren Drehachsen ( $O_0, O_1, O_2$ ) versetzt sind und die Verschiebungen ( $\epsilon_0, \epsilon_1, \epsilon_2$ ) und Phasenwinkel ( $\delta_0, \delta_1, \delta_2$ ) derart gewählt sind, daß die Bedingung erfüllt wird, daß die Endgeschwindigkeiten ( $v_0, v_1, v_2$ ) und die Anfangsgeschwindigkeiten ( $V_0, V_1, V_2$ ) an beiden Enden des freilaufenden Kettenstückes (12a) der Antriebskette (12), das

sich zwischen zwei angrenzenden Kettenrädern erstreckt, immer gleich groß sind und daß die Änderungen in der Winkelgeschwindigkeit von wenigstens einem angetriebenen Kettenrad im wesentlichen eliminiert sind.

2. Zahnkettentriebwerk insbesondere nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Mittelpunkte ( $P_0, P_1, P_2$ ) von wenigstens zwei Kettenrädern (9, 10, 11) gegenüber deren Drehachsen ( $O_0, O_1, O_2$ ) versetzt sind und die Verschiebungen ( $\xi_0, \xi_1, \xi_2$ ) und die Phasenwinkel ( $\delta_0, \delta_1, \delta_2$ ) der Exzentrizitäten derart gewählt sind, daß die Bedingung erfüllt ist, daß das Verhältnis des Rotationsradius ( $g_0$ ) um den Drehpunkt ( $O_0$ ) des Antriebsrades (9), gemessen an dem Punkt, an dem die Teillinie des freilaufenden Kettenteiles der Antriebskette, das sich direkt zwischen dem Antriebskettenrad und wenigstens einem angetriebenen Kettenrad (10) erstreckt, den Teilkreis des Antriebskettenrades berührt, zu dem Rotationsradius ( $G_1$ ) um den Drehpunkt ( $O_1$ ) des bestimmten angetriebenen Kettenrades, gemessen an dem Punkt, an welchem die gleiche Teilungslinie das angetriebene Kettenrad (10) berührt, größer als 1 ist, wenn die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle niedrig ist, und kleiner als 1, wenn die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle hoch ist, und daß die Endgeschwindigkeit und die Anfangsgeschwindigkeit an beiden Enden des freilaufenden Kettenteiles (12a) der Antriebskette (12), das sich zwischen irgendwelchen beiden benachbarten Kettenrädern erstreckt, angeglichen sind, so daß die Änderungen in der Winkelgeschwindigkeit wenigstens von dem einen angetriebenen Kettenrad im wesentlichen eliminiert sind und die Antriebskette durch die Drehung der Kettenräder weder zu stark gespannt noch zu locker wird.

3. Zahnkettentriebwerk nach den Ansprüchen 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Mittelpunkte ( $P_0$ ,  $P_1$ ,  $P_2$ ) der drei Kettenräder (9, 10, 11) gegenüber deren Drehachsen ( $O_0$ ,  $O_1$ ,  $O_2$ ) versetzt sind und die Verschiebungen ( $\xi_0$ ,  $\xi_1$ ,  $\xi_2$ ) und Phasenwinkel ( $\varphi_0$ ,  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ) der Exentritäten derart gewählt sind, daß die Bedingung erfüllt wird, daß das Verhältnis des Rotationsradius ( $g_0$ ) um den Drehpunkt ( $O_0$ ) des Antriebsrades (9), gemessen an dem Punkt, an dem die Teilungslinie des freilaufenden Kettenteiles der Antriebskette, das sich direkt zwischen dem Antriebsrad und jedem angetriebenen Kettenrad erstreckt, den Teilkreis des Antriebskettenrades berührt, zu dem Rotationsradius ( $G_1$ ) um den Drehpunkt ( $O_1$ ) des bestimmten angetriebenen Kettenrades, gemessen an dem Punkt, an welchem die gleiche Teilungslinie das angetriebene Kettenrad (10) berührt, größer als 1 ist, wenn die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle niedrig ist, und kleiner als 1, wenn die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle hoch ist, so daß die Änderungen in der Winkelgeschwindigkeit des ersten und zweiten angetriebenen Kettenrades im wesentlichen eliminiert sind.

4. Zahnkettentriebwerk nach den Ansprüchen 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Mittelpunkt ( $P_0$ ) des Antriebskettenrades (9) konzentrisch zu dessen Drehachse ( $O_0$ ) angeordnet ist, während die Mittelpunkte ( $P_1$ ,  $P_2$ ) des ersten und des zweiten angetriebenen Kettenrades (10, 11) gegenüber deren Drehachsen ( $O_1$ ,  $O_2$ ) versetzt sind, daß das Verhältnis des Rotationsradius ( $g_0$ ) um den Drehpunkt ( $O_0$ ) des Antriebsrades (9), gemessen an dem Punkt, an dem die Teilungslinie des freilaufenden Kettenteiles der Antriebskette, das sich direkt zwischen dem Antriebskettenrad und dem ersten angetriebenen Kettenrad erstreckt,



- 15 -

den Teilkreis des Antriebskettenrades berührt, zu dem Rotationsradius ( $G_1$ ) um den Drehpunkt ( $O_1$ ) des angetriebenen Kettenrades, gemessen an dem Punkt, an welchem die gleiche Teilungslinie des angetriebenen Kettenrad (10) berührt, größer als 1 ist, wenn die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle niedrig ist, und kleiner als 1, wenn die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle hoch ist, so daß die Änderungen in der Winkelgeschwindigkeit des ersten angetriebenen Kettenrades im wesentlichen eliminiert sind.

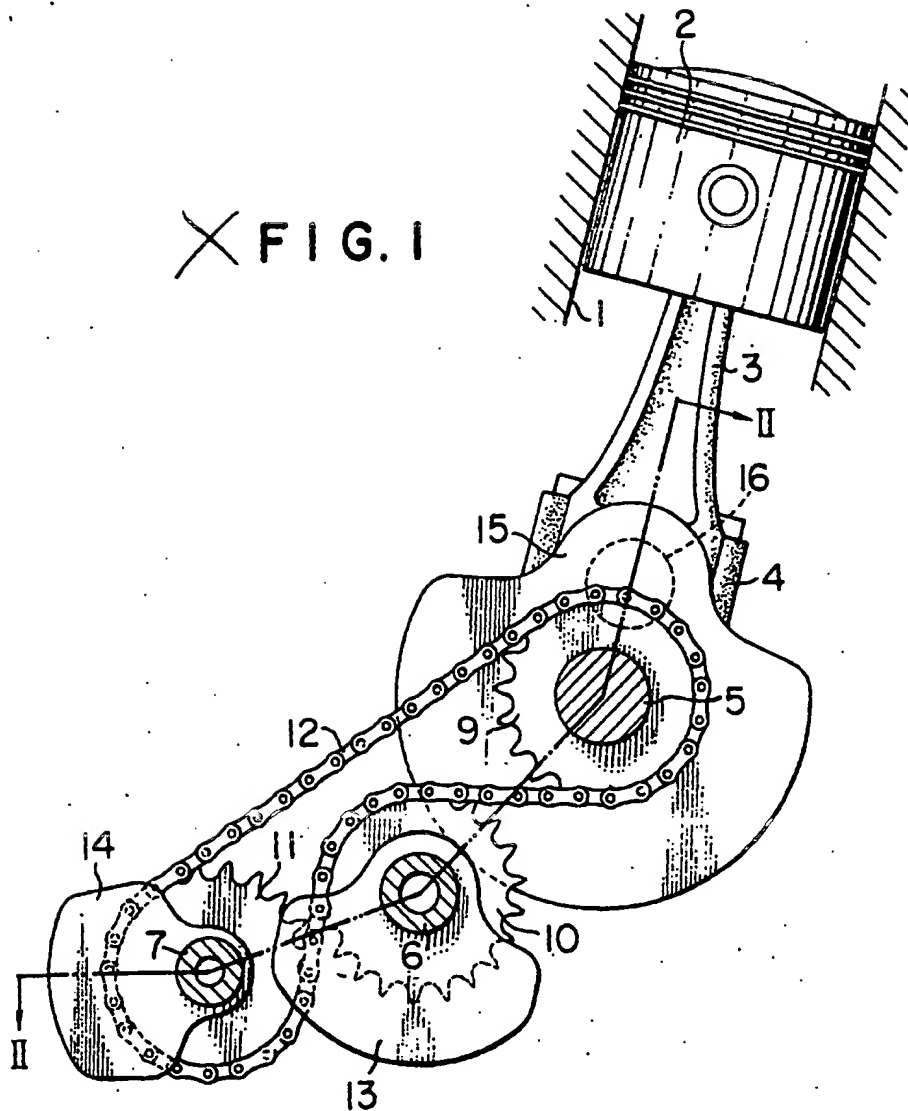
5. Zahnkettentriebwerk nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß das erste angetriebene Kettenrad (10) zwischen dem Antriebskettenrad (9) und dem zweiten angetriebenen Kettenrad (11) angeordnet ist und daß die Antriebskette (12) mit ihrer Innenseite über das Antriebskettenrad (9) und das zweite angetriebene Kettenrad (11) und mit ihrer Außenseite über das erste angetriebene Kettenrad (10) läuft.

EAD ORIGINAL

- 15 -

409808/0860

FIG. 1

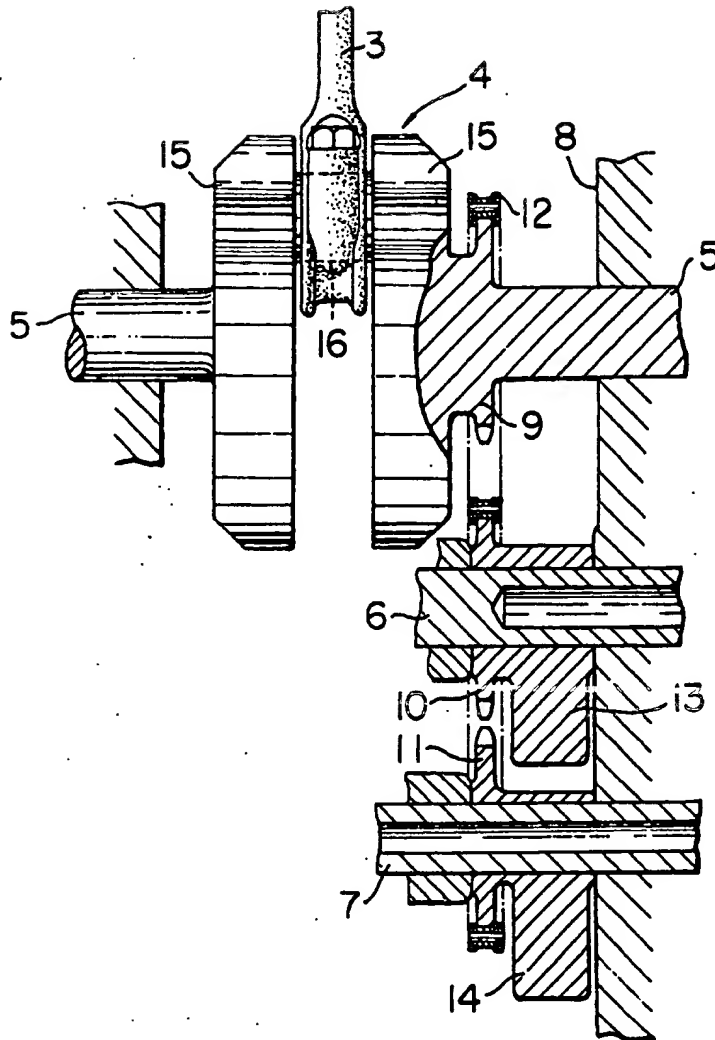


47a 7-06 AT:31.07.73 DT:21.02.74

409808/0860

ORIGINAL INSPECTED

FIG. 2



409808/0960

FIG. 3

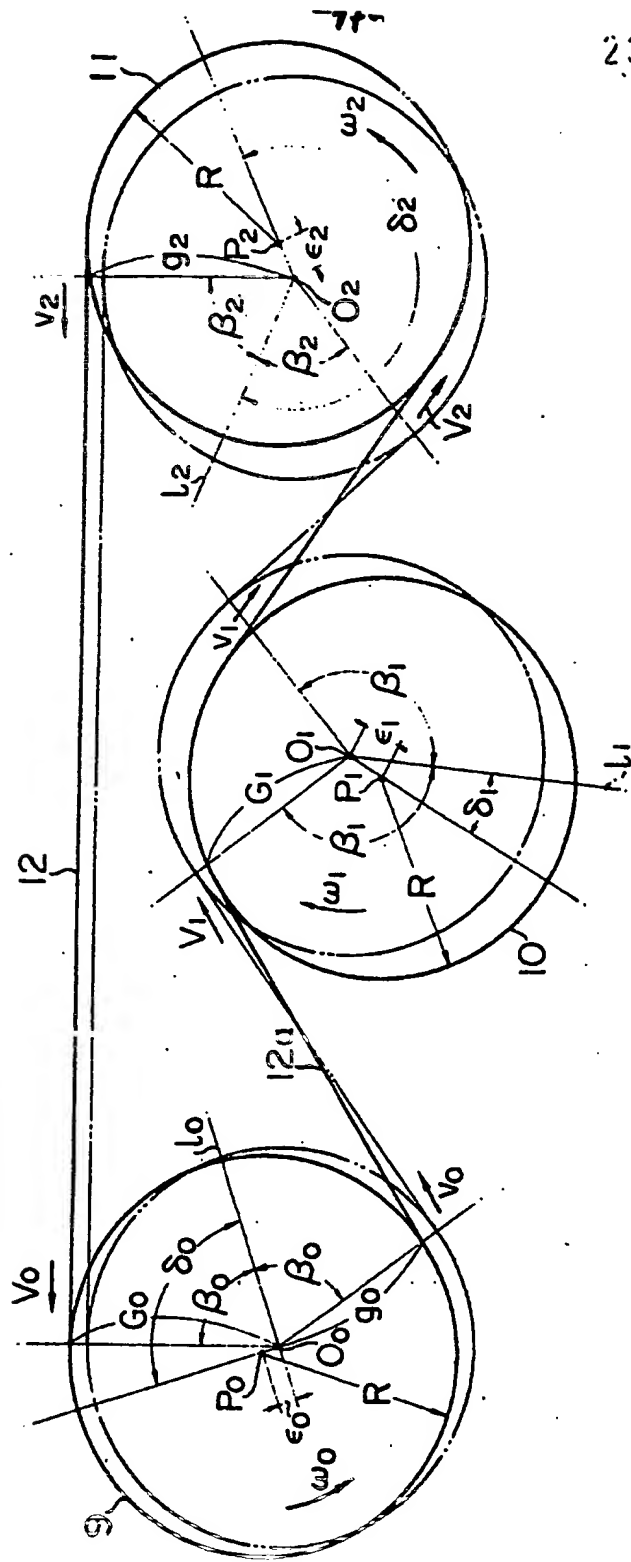


FIG. 4

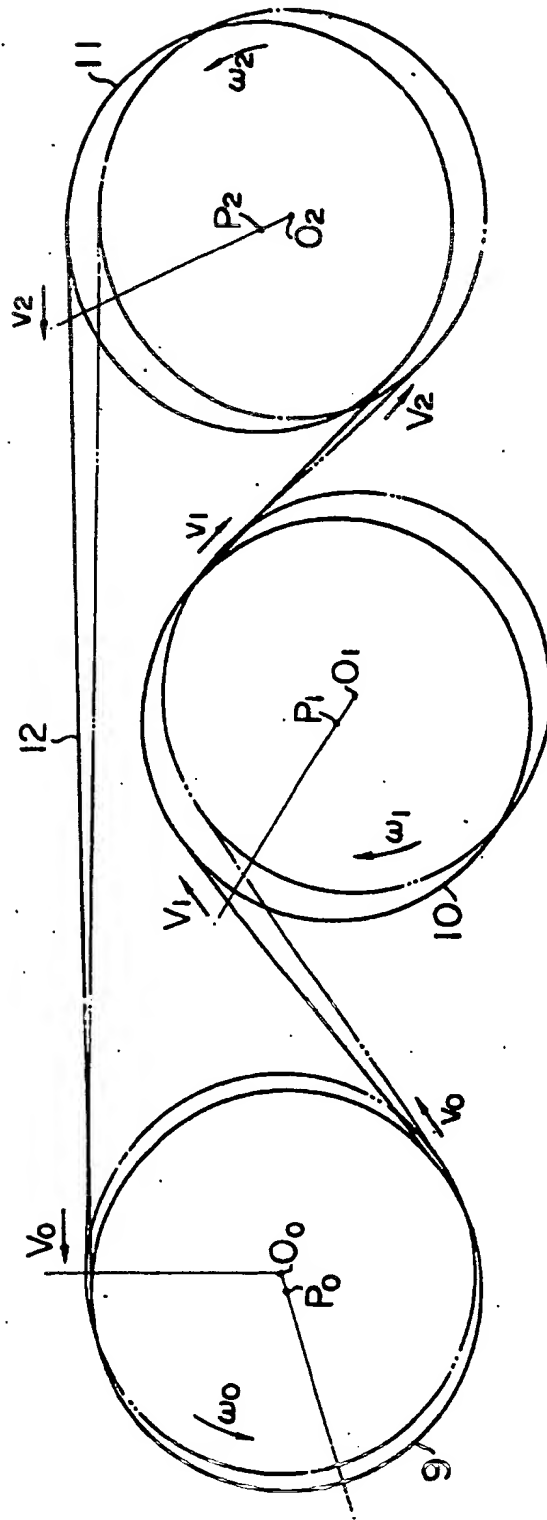
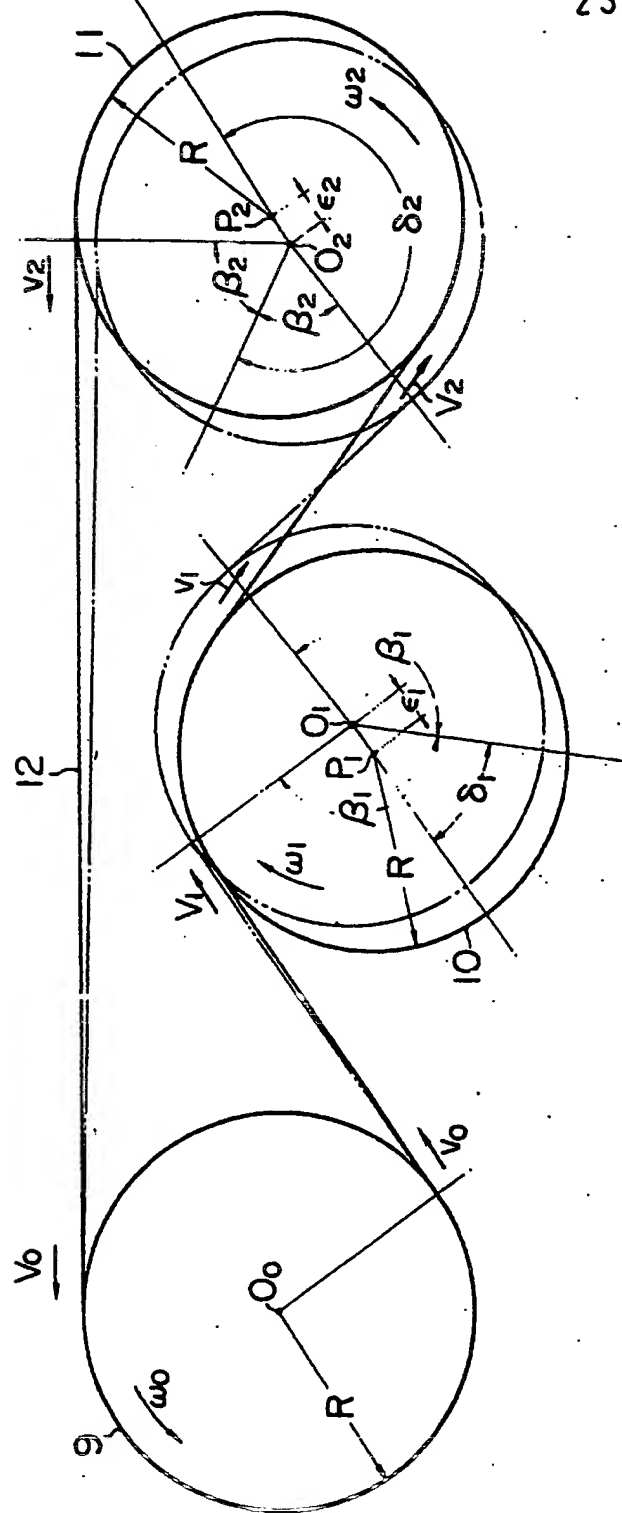
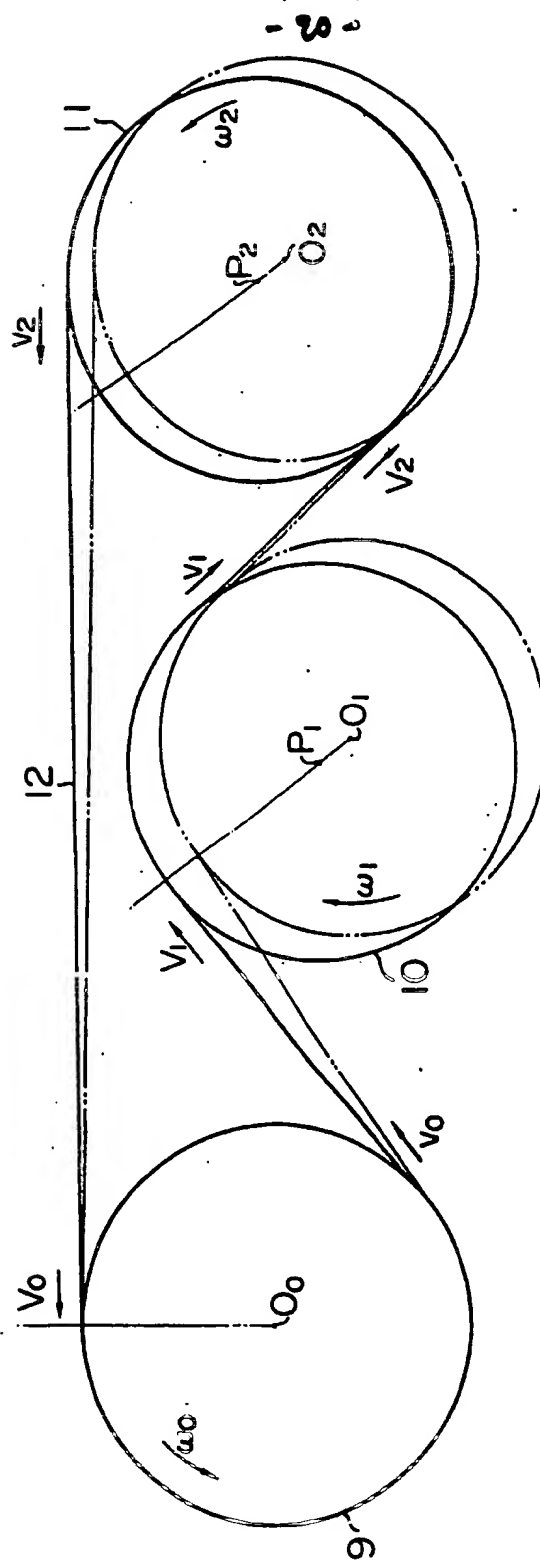


FIG. 5



409808/0860

FIG. 6



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☒ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**